Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

# Robust-Adaptive Sliding Mode Controller Design with Fault Tolerance for Active Suspension of Half-Car Model*

Research Article

Hassan Zarabadipour[1], Mahdi Farhang Ranjbar[2]

*DOI: 10.22067/jacsm.2022.71589.1043*

## 1. Introduction

Different control methods for vehicle suspension system have been of interest in the past four decades, both scientifically and in the global automotive industry. The suspension system is responsible for keeping the vehicle on the road surface and isolating the vehicle body from road disturbances. In recent years, researches have been directed towards the use of various types of intelligent and robust controllers. The existence of noise, disturbances, unmodeled dynamics and parameter changes during the system work, causes the use of traditional controllers to become problematic in practice. Today, advanced control methods such as fuzzy control, adaptive control, robust control, sliding control, etc., have been used to overcome unforeseen problems in the system to a large extent automatically. It is only necessary to estimate the maximum amount of error in order to improve the performance of this type of controller. The existence of some faults in the mentioned controllers has caused the researchers to turn to the combination of these methods to improve the performance of the controller. The system studied in this research is the active suspension system. In this type of system, not only energy can be wasted or stored, but also, if needed, force can be injected into the suspension system. In addition to the presence of springs and shock absorbers like conventional car suspension systems, in the active suspension system, a hydraulic or pneumatic actuator applies force to the car body to prevent car oscillations. This type of power can be created by active power sources such as pneumatic tire actuators, hydraulic pumps or compressors. The actuator is closed in parallel with the spring and shock absorber.

## 2. The design of the control law

Classical control systems design methods are based on complete information about the planet and the environment. While in some cases the studied plan is very complex and all the physical processes that make it up are not known. As mentioned earlier, the existence of uncertainty in the suspension model encourages us to use robust or adaptive controllers.

Sliding mode control (SMC) is an effective technique and its applications have increased greatly in recent decades.

Sliding mode control is insensitive to changes and disturbances in system parameters and external disturbances. In addition, it provides a fast transient response. In the sliding mode control method proposed in this research, a switching plate is introduced and, in the following, the sliding mode control law is designed for the asymptotic stability of the error closed loop system.

Sliding mode control is one of nonlinear controllers suitable for controlling nonlinear systems in the presence of modeling uncertainties and disturbances. In addition, adaptive controllers, in addition to robust control, due to their time-varying nature, although usually impose a high cost on the system, still provide the possibility that even without accurate knowledge of the system model, whether it is a dynamic model or a kinematic model, can make the suspension system follow a desired path. In general, due to the presence of the sign function, the sliding mode control will not have a good ability to control the system, and it will cause the phenomenon of chattering. To solve this problem, the saturation function can be used.

## 3. A method for state and error estimations

In many cases, the state variables of the vehicle suspension are not available to use the fault tolerant control law. In addition, in some cases, it is necessary to estimate accurately the terms included in order to deal with and identify the defect. In this section, a method for system state estimation and error estimation is presented.

*Manuscript received: 22 July 2021; Revised, 09 August 2022, Accepted, 07 September 2022.

[1]. Corresponding author. Associate Professor in Electrical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.
**Email**: hzarabadi@eng.ikiu.ac.ir

[2]. MSc. Student in Electrical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.

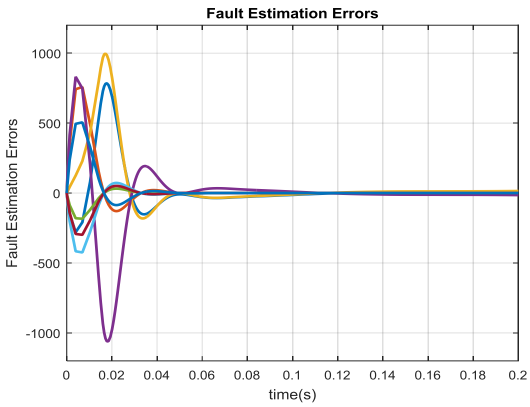



**Figure 1. The fault estimation errors**

Figure 1 shows the fault estimation error by fault viewer. In this figure, it can be clearly seen that the error estimation rule estimates the error set well, the unknown input and disturbance. The estimation error becomes zero in less than 0.1 seconds.

## 4. Conclusion

In this research, the vehicle suspension system of the one half model was considered to check the comfort of the car passengers against any faults from the road (external disturbances), actuator defects, and sensor defects. A controller for the desired system was designed by using a fault-tolerant control law of the robust-adaptive sliding mode. The reason for choosing the sliding mode controller was being robust to model disturbances and uncertainties, and adaptive controllers are able to adapt to changing conditions during the control operation.

The controller was designed in two stages, scalar and functional, assuming that the upper band of the error is unknown. In both cases, we estimated the upper band of total disturbances, errors, and faults using an adaptive rule. As a result, by applying the designed sliding mode error control law, both outputs of the system have followed the desired sinusoidal path well. At the end, the designed robust-adaptive sliding model control was compared with the conventional sliding model control, which shows the superiority of the designed controller.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، ۳٤، ۱٤۰۱. (۹٦-۷۹)

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

# طراحی کنترل کننده مد لغزشی مقاوم- تطبیقی با تحمل عیب برای سیستم تعلیق فعال مدل یک دوم خودرو*

مقاله پژوهشی

حسن زرآبادی پور(۱) مهدی فرهنگ رنجبر(۲)

DOI: 10.22067/jacsm.2022.71589.1043

**چکیده** راحتی سرنشینان خودرو یکی از موارد بسیار مهم در حین رانندگی می‌باشد، از این جهت سیستم تعلیق نقش به سزایی در برآورده شدن این امر دارد. برای بررسی این موضوع در این پژوهش طراحی سیستم کنترل تحمل پذیر عیب برای سیستم تعلیق فعال مدل یک دوم خودرو انجام گرفته است. در این مقاله هدف، طراحی کنترل کننده مدلغزشی مقاوم-تطبیقی جهت پایدار سازی سیستم تعلیق خودرو و همگرایی پاسخ خروجی به پاسخ مطلوب می‌باشد. به این منظور، ابتدا مدل سیستم تعلیق یک دوم خودرو در حضور عیب‌های عملگر، سنسور، عدم قطعیت‌های مدل سازی و نیز اغتشاشات محدود خارجی در نظر گرفته شده است. سپس، با فرض عدم اطلاع از باند بالای ترم شامل عیب های سیستم و اغتشاشات، به طراحی قانون کنترل تحمل پذیر خطا پرداخته شده تا پاسخ خروجی سیستم در مقابل هر گونه عیب ناگهانی به مقدار مطلوب (پایدار) همگرا شده و همچنین خروجی مسیر مطلوبی را دنبال کند.

**واژه‌های کلیدی** سیستم تعلیق، مدل یک دوم خودرو، کنترل‌مدلغزشی‌مقاوم-تطبیقی، عدم قطعیت.

# Robust-Adaptive Sliding Mode Controller Design with Fault Tolerance for Active Suspension of one Half-car model

Hassan Zarabadipour Mahdi Farhang Ranjbar

**Abstract** *The comfort of car passengers is one of the most important issues while driving, therefore the suspension system plays a significant role in this matter. To investigate this issue, in this research, the design of a fault-tolerant control system for the active suspension system of the one half- car model has been considered. In this article, the goal is to design a robust-adaptive sliding mode controller to stabilize the vehicle suspension system and converge the output response to the desired response. For this purpose, firstly, the model of the suspension system of the one half of the car is considered in the presence of actuator, sensor, modeling uncertainties and limited external disturbances. Then, with the assumption of not knowing the upper band of the term, including system faults and disturbances, the error tolerant control law has been designed so that the output response of the system in front of any sudden fault converges to the desired(stable) value and also the output of a desired path*

**Key Words** Suspension, Half- car model, Robust-adaptive Sliding mode control, uncertainty.

*تاریخ دریافت مقاله ۱٤۰۰/٤/۳۱و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۱/٦/۱٦ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول: دانشیار دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین، ایران.

**Email:** hzarabadi@eng.ikiu.ac.ir

(۲) دانشجو، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین، ایران.

## مقدمه

سیستم تعلیق خودرو به منظور کاهش و یا حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری های سطح جاده بکار گرفته می‌شود تا به این وسیله راحتی سفر در یک حد مطلوب باقی بماند. در ابتدا سیستم تعلیق خودرو با استفاده از عناصر غیر فعال ساخته می‌شد. این عناصر غیر فعال مانند فنر و کمک فنر انرژی را به ترتیب ذخیره و تلف می‌کنند.

وظایف اصلی سیستم تعلیق خودرو به شرح زیر است:

- جداسازی بدنه و سرنشینان از ناهمواری های جاده
- نگهداری چرخ در زاویه فرمان مناسب
- واکنش مناسب در برابر نیروهای جانبی، نیروهای ناشی از شتاب و ترمز، گشتاور رانشی و...
- مقاومت در برابر غلتش(Roll) ناشی از حرکت شاسی
- نگهداری تایر در تماس با جاده با حداقل تغییرات بار وارد بر تایر و با چسبندگی مناسب [1-2].

روش‌های کنترلی مختلف برای سیستم تعلیق وسایل نقلیه در چهار دههٔ گذشته، هم به‌صورت علمی و هم در صنعت خودروسازی جهانی مورد توجه بوده است. سیستم تعلیق وظیفه نگه داشتن در سطح جاده و ایزوله نمودن بدنه وسیله نقلیه را از اختلالات جاده بر عهده دارد. در سال های اخیر، پژوهش‌ها بیشتر به سوی استفاده از انواع کنترل کننده‌های هوشمند و مقاوم سوق شده است. وجود نویز، اغتشاش، دینامیک های مدل نشده و تغییرات پارامترها در طول کار سیستم، باعث می‌شود تا در عمل، استفاده از کنترل کننده‌های سنتی، دچار مشکل شود. امروزه روش های کنترلی پیشرفته ای همچون کنترل فازی، کنترل تطبیقی، کنترل مقاوم، کنترل لغزشی و...، مورد استفاده قرار گرفته اند تا بر مسائل پیش بینی نشده در سیستم، تا حد زیادی به طور خودکار غلبه کنند. تنها بایستی حداکثر میزان خطا را برآورد کرد تا عملکرد این نوع کنترل کننده ها بهبود یابد. وجود برخی نقایص در کنترل کننده های ذکر شده، سبب شده است تا پژوهشگران به ترکیب انواع این روش ها روی آورند تا عملکرد کنترل کننده را بهبود بخشند.

در مرجع [3] یک کنترل کننده که ترکیبی از شبکه عصبی و تطبیقی می‌باشد، برای سیستم تعلیق مدل یک دوم خودرو در حضور اغتشاشات وارد از جاده به کار گرفته شده است. شبکه عصبی با کنترل کننده تطبیقی ترکیب شده تا غیرخطی بودن سیستم را لغو نماید. طراحی کنترلر با استفاده از روش پایداری لیاپانف انجام شده است. همچنین این کنترلر با کنترل کننده PID مقایسه گردیده که نتایج شبیه سازی بیانگر برتری کنترلر طراحی شده می‌باشد.

شناسایی و تشخیص به موقع عیوب موجود در ماشین آلات می‌تواند از خسارات مالی و جانی احتمالی جلوگیری به عمل آورد. در مرجع [4] برای اطمینان از اعلام هشدار صحیح و به موقع و به حداقل رساندن احتمال خطا در تشخیص عیوب، ساختاری مناسب با بهره گیری از قابلیت‌های سیستم‌های فازی- عصبی برای سیستم عیب یاب طراحی و شرایط مناسب برای تشخیص دقیق تر عیوب با بررسی ها و آزمون‌های متعدد تعیین شده است. ارائه راهکاری نو و ساده باقابلیت کاربرد عملی، استفاده از رفتار دینامیکی بجای سیگنال‌های ارتعاشی که در سایر مقالات از آن استفاده شده، عدم نیاز به استفاده از تجهیزات و آزمونهای خاص جهت تشخیص عیوب، کاهش تعداد و نوع حسگرها (استفاده از تنها حسگر شتاب سنج) و عدم اتکا به نرخ داده برداری بالا ازجمله مزیت های روش پیشنهادی به شمار می‌رود و موجب می‌شوند تا پیاده سازی سیستم عیب یاب از بعد اقتصادی مقرون به صرفه بوده و استفاده از آن توجیه پذیر باشد. اعلام هشدار و تعیین موقعیت و اندازه عیوب در حین عبور خودرو از موانعی با دارا بودن آستانه تحریک لازم همانند سرعت گیرهای جاده، راهکار ابتکاری و مؤثری را برای سیستم های عیب یاب ارائه می‌دهد.

یک رویتگر اغتشاش برای سیستم تعلیق فعال مدل یک دوم خودرو در [5] طراحی شده است. این سیستم توسط کنترل کننده مبتنی بر سطح کنترل می‌شود که قادر است تحت اغتشاشات قطعی جاده و عدم قطعیت‌های مدل، کنترل کننده‌ای کارآمد باشد.

در مشکل کنترل کننده مقاوم با تحمل عیب در حضور عیب عملگر مورد بررسی قرار گرفته است. اهمیت کنترل تحمل پذیر خطا با استفاده از کنترل مقاوم برای سیستم تعلیق فعال خطی با عیب محرک نشان داده شده و اثبات پایداری مجانبی با کنترل پیشنهادی تضمین گردیده است. برای ارزیابی کارایی این کنترل کننده، از سیستم تعلیق مدل یک دوم خودرو استفاده شده است[6].

در به طراحی کنترل کننده مقاوم برای سیستم تعلیق نیمه فعال خودرو، با استفاده از نامعادلات ماتریسی خطی پرداخته شده است. در سیستم‌های کنترل خودرو، قابلیت میرایی ارتعاشات با توجه به طیف وسیع اغتشاشات خارجی و داخلی اهمیت بسیاری دارد. به طور کلی نمی‌توان تمام ارتعاشات وارد شده را به طور کامل از بین برد. براین اساس ضرورت استفاده از روش‌های مقاوم کنترلی اجتناب ناپذیر می‌شود[7] .

طراحی کنترل مد لغزشی از دو مرحله تشکیل شده است: ۱) انتخاب یک سطح لغزشی که عملکرد حلقه بسته مطلوب را نشان می‌دهد. ۲) طراحی قانون کنترل به گونه‌ای که مسیر حالت سیستم به طرف سطح لغزشی متمایل گردد [8]. مزایای اصلی کنترل مد لغزشی عبارتنداز:

۱) استحکام آن در برابر آشفتگی ها یا عدم قطعیت مدل

۲) توانایی آن برای تثبیت برخی سیستم های غیرخطی که با قوانین فیدبک حالت پیوسته قابل تثبیت نیستند.

۳) اتکا به مقدار کم اطلاعات در مقایسه با تکنیک های کنترل کلاسیک [9-11].

کنترل تطبیقی L1 از دسته کنترل کننده‌های مدل مرجع است. در این روش کنترلی، سعی در انطباق رفتار سیستم حلقه بسته با یک مدل مرجع می‌باشد. در واقع، مدل مرجع رفتار سیستم حلقه بسته را تعیین می‌کند. همچنین یک مکانیزم تطبیق وظیفه این انطباق را بر عهده دارد. کنترل کننده در هر لحظه از اطلاعات مکانیزم تطبیق برای تطبیق خود با شرایط محیطی و همگرایی سیستم حلقه بسته به رفتار مدل مرجع استفاده می‌کند [12].

به‌طور خلاصه و با توجه به مطالبی که در مورد مقالات انجام شده تاکنون بیان شد، در این پژوهش برای طراحی کنترل کننده تحمل پذیر خطای مد لغزشی مربوطه، ابتدا صفحه لغزشی شامل خطا انتخاب شده و سپس قانون دسترسی و قانون کنترل مد لغزشی برای صفر شدن صفحه لغزشی و خطا، طراحی و اثبات پایداری انجام شده است. سپس، به منظور واقعی‌تر کردن مساله و با توجه به اینکه با فرض وجود عدم قطعیت های مدل سازی در کنار اغتشاش و انواع عیب‌ها، ترم شامل اغتشاشات وابسته به حالت های سیستم تعلیق است؛ فرض شده است که باند بالای اغتشاشات نه یک مقدار اسکالر، بلکه تابعی خطی از ترم حالت های سیستم تعلیق و با ضرایب نامعلوم است و سپس قانون کنترل تحمل پذیر خطای طراحی شده، با فرض واقعی‌تر باند بالای نامعلوم تابعی اغتشاشات نیز تعمیم داده شده است.

در واقع، هدف، طراحی یک قانون کنترل تحمل پذیر خطا است که علاوه بر اینکه نسبت به وجود اغتشاش، عیب محرک و عیب سنسور دارای تحمل است، بدون اطلاع از خود خطاها و یا باند بالای آنها، سیستم تعلیق خودرو را پایدار می‌کند. بنابر این طراحی قانون کنترل تحمل پذیر خطای $u(t)$ بگونه ایست که در حضور انواع خطاها، اغتشاشات و خطاهای ورودی و عملگر و سنسور با باند بالای نامعلوم، خروجی سیستم به مقدار مطلوب $y_d(t)$ همگرا شود.

سیستم مورد مطالعه در این پژوهش سیتم تعلیق فعال است. در این نوع از سیستم ها نه تنها می‌توان انرژی را تلف و یا ذخیره کرد بلکه در صورت نیاز می‌توان نیرویی را به سیستم تعلیق تزریق نمود. علاوه بر وجود فنر و کمک فنر همانند سیستم‌های متداول تعلیق خودرو، در سیستم تعلیق فعال یک عملگر هیدرولیکی یا نیوماتیکی نیرویی را به بدنه خودرو اعمال می‌کند تا از نوسانات خودرو جلوگیری نماید . این نوع نیرو را می‌تواند به وسیله منابع قدرت فعال مانند عملگرهای لاستیک بادی، پمپ‌های هیدرولیکی و یا کمپرسورها ایجاد نمود.عملگر به طور موازی با فنر و کمک فنر بسته می‌شود.

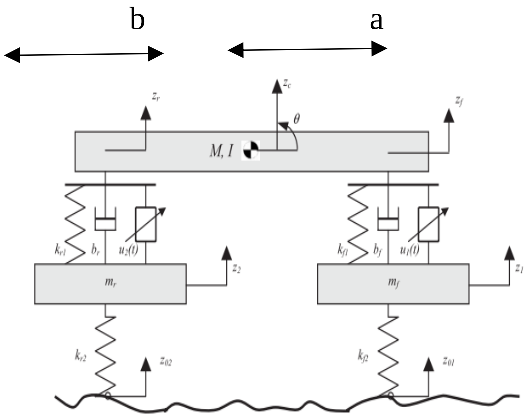
در سیستم تعلیق فعال سنسورهای مورد نیاز در نقاط متفاوت خودرو برای اندازه گیری حرکات بدنه سیستم تعلیق قرار داده میشوند. این اطلاعات در کنترل کننده On Line به منظور فرمان به عملگر برای تامین نیروی کنترل مصرف می‌شود. به همین دلیل است که سیستم تعلیق فعال مقدار زیادی از انرژی برای تامین نیروی کنترل مصرف می‌کند [13].

در بخش‌های بعد ابتدا به مدل‌سازی سیستم تعلیق خودرو مدل یک دوم پرداخته شده است سپس این مدل را در معرض عیب های گوناگون قرار داده و برای آن کنترل کننده طراحی نموده ایم. در انتهای کار نتیجه عملکرد کنترل کننده مدلغزشی مقاوم-تطبیقی نسبت به کنترل کننده مدلغزشی معمولی مقایسه شده است.

## مدل سیستم تعلیق یک دوم خودرو

در تعدادی از مقالات از مدل یک دوم خودرو با چهار درجه آزادی برای مدل کردن دینامیک خودرو استفاده شده است که از این چهار درجه آزادی، دو درجه مربوط به جابجایی چرخ‌ها، یک

درجه برای جابجایی بدنه خودرو و یک درجه هم برای زاویه چرخش حول محور عرضی خودرو می‌باشد. البته در این موارد از شتاب طولی خودرو صرف نظر شده است [16- 14]. در شکل (۱) مدل یک دوم خودرو نشان داده شده است. معادلات حاکم بر این مدل به‌صورت زیر است:




شکل ۱ مدل یک دوم سیستم تعلیق فعال خودرو

$$M\ddot{z}_c = f_f + f_r \quad (۱)$$

$$I\ddot{\theta} = f_f\, a - f_r\, b \quad (۲)$$

$$m_f\ddot{z}_1 = -K_{f2}(z_1 - z_{01}) - f_f \quad (۳)$$

$$m_r\ddot{z}_2 = -K_{r2}(z_2 - z_{02}) - f_r \quad (٤)$$

$$f_f = K_{f1}(z_1 - z_c - a\theta) + b_f(\dot{z}_1 - \dot{z}_c - a\dot{\theta}) + u_1 \quad (۵)$$

$$f_r = K_{r1}(z_2 - z_c + b\theta) + b_r(\dot{z}_2 - \dot{z}_c + b\dot{\theta}) + u_2 \quad (٦)$$

که در آنها $M$ ، $m_f$، $m_r$ به‌ترتیب جرم بدنه نصف خودرو، جرم چرخ های جلو و عقب، $I$ و $\theta$ به‌ترتیب ممان جرم بدنه نصف خودرو و زاویه چرخشی بدنه، $K_{f1}$، $K_{r1}$، $K_{f2}$، $K_{r2}$ به‌ترتیب ثابت فنر سیستم تعلیق جلو و عقب و ثابت فنر چرخ های جلو و عقب، $z_c$، $z_f$، $z_r$، $z_1$، $z_2$ به‌ترتیب جابجایی عمودی بدنه نصف خودرو در مرکز ثقل خودرو، جابجایی عمودی جلو و عقب خودرو، جابجایی چرخ های جلو و عقب، $b_f$ و $b_r$ به‌ترتیب ثابت کمک فنرهای جلو وعقب، a و b به‌ترتیب فواصل سیستم‌های تعلیق جلو وعقب از مرکز ثقل خودرو می‌باشند و[18-17].

در [19] نتایج نشان داده شده بیانگر این موضوع است که مدل نصف خودرو همچون مدل کامل از دقت خوبی برخوردار است. نمودارهای ارائه شده نشان می‌دهد که مدل های با درجات آزادی بیشتر، نتایج دقیق تری ارائه می‌کنند اما مدل های با درجات آزادی بیشتر مستلزم داده ها و زمان حل بیشتری می‌باشند. پس برای راحتی کار در این پژوهش ما از مدل یک دوم خودرو استفاده می‌کنیم که نسبت به مدل کامل از پیچیدگی محاسباتی کمتری برخوردار است. حال برای بررسی بیشتر در مورد مسئله تحمل عیب و طراحی کنترلر، مدل فضای حالت سیستم نصف خودرو را به‌دست می‌آوریم.

با توجه به شکل و معادلات مدل یک دوم خودرو (شکل ۱)، در این مدل برای توصیف خودرو دو چرخ در نظر گرفته می‌شود که شامل دو چرخ جلو و عقب از یک طرف خودروی سواری است و چنین فرض شده است که خودرو تنها در مسیر مستقیم حرکت می‌کند. با در نظر گرفتن این فرضیه حرکت بدنه خودرو از نظر ارتعاشات وارده تنها در جهت عمودی و زاویه پیچ (pitch) است. اگر مبنای ما براین باشد که چرخ عقب بر همان مسیر چرخ جلو حرکت می‌کند پس $z_{02}$ همان تابع $z_{01}$ را خواهد داشت اما با یک مقدار تأخیر زمانی که برابراست با [21-20].

$$z_{02}(t) = z_{01}(t-\tau) \quad ; \quad \tau = \frac{(a+b)}{v} \quad (۷)$$

که در آن $v$ سرعت خودرو و $(a+b)$ فاصله دو چرخ جلو و عقب می‌باشد.

به‌منظور بیان مدل فضای حالت سیستم تعلیق یک دوم خودرو، متغییر های حالت و اغتشاش را به‌صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$\begin{aligned}
&x_1 = z_c + a\theta - z_1; \quad x_2 = \dot{z}_c + a\dot{\theta}\\
&x_3 = z_c - b\theta - z_2\\
&x_4 = \dot{z}_c - b\dot{\theta}\,; \quad x_5 = z_1 - z_{01}\,; \quad x_6 = \dot{z}_1\\
&x_7 = z_2 - z_{02}; \qquad x_8 = \dot{z}_2\\
&w_1(t) = \dot{z}_{01}(t); \quad w_2(t) = \dot{z}_{02}(t)
\end{aligned} \quad (۸)$$

و در ادامه با در نظر گرفتن بردارهای حالت، ورودی و اغتشاش به‌صورت زیر،

$$\begin{aligned}
&x = (x_1\ \ x_2\ \ x_3\ \ x_4\ \ x_5\ \ x_6\ \ x_7\ \ x_8)^T\\
&u = (u_1\ \ u_2)^T\\
&w = (w_1\ \ w_2)^T
\end{aligned} \quad (۹)$$

معادلات سیستم تعلیق خودرو را می‌توان به‌فرم فضای حالت زیر نوشت:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Lw \qquad (۱۰)$$

که در آن A و B و L ماتریس های ثابت و عبارت اند از:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -K_{f1}a_1 & -b_f a_1 & -K_{r1}a_2 & -b_r a_2 & 0 & b_f a_1 & 0 & b_r a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ -K_{f1}a_2 & -b_f a_2 & -K_{r1}a_3 & -b_r a_3 & 0 & b_f a_2 & 0 & b_r a_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{K_{f1}}{m_f} & \frac{b_f}{m_f} & 0 & 0 & \frac{-K_{f2}}{m_f} & \frac{-b_f}{m_f} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{K_{r1}}{m_r} & \frac{b_r}{m_r} & 0 & 0 & \frac{-K_{r2}}{m_r} & \frac{-b_r}{m_r} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ a_1 & a_2 \\ 0 & 0 \\ a_2 & a_3 \\ 0 & 0 \\ \frac{-1}{m_f} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{m_f} \end{bmatrix} \quad ; \quad L = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

که در آن‌ها داریم:

$$a_1 = \frac{1}{M} + \frac{a^2}{I}; \qquad a_2 = \frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \;; \qquad a_3 = \frac{1}{M} + \frac{b^2}{I}$$

در این پژوهش خروجی قابل اندازه گیری و قابل قبول برای محاسبات عددی اندازه فاصله قسمت جلوی بدنه خودرو تا سطح جاده و همچنین قسمت عقب آن تا سطح جاده فرض شده است.

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_f - z_{01} \\ z_r - z_{02} \end{bmatrix}$$

و یا اینکه:

$$Y = \begin{bmatrix} x_1 + x_5 \\ x_3 + x_7 \end{bmatrix}$$

در نتیجه، معادله فضای حالت خروجی سیستم عبارت است از:

$$Y = Cx \qquad (۵)$$

که در آن داریم:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

***مدل سیستم در معرض خطا و عیب.*** به‌طور کلی، همیشه در عمل اغتشاشات خارجی به‌عنوان یک اختلال در دینامیک انواع سیستم‌ها از جمله سیستم‌های تعلیق خودرو وجود دارند. در بخش قبل، تنها اغتشاشات خارجی در مدل یک دوم خودرو در نظر گرفته شده است. در این بخش بردارهای عیب یا خطای عملگر (یا محرک) و نیز عیب سنسور (یا عیب خروجی) نیز در معادلات سیستم تعلیق خودرو مدل می‌شوند.

با در نظر گرفتن عیب های عملگر و سنسور، مدل سیستم تعلیق خودرو در (۱۰و۱۱) را می‌توان به‌صورت زیر نوشت که همزمان عیب‌های سنسور و محرک را به‌همراه دارد [22-23].

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + Lw + F_a f_a + D\eta, \\ y = Cx + F_s f_s, \end{cases} \qquad (٦)$$

که در آن $u \in R^2$ ورودی شناخته شده (قابل سنجش)، $\eta \in R^k$ و بردار ورودی ناشناخته (یا عدم قطعیت مدل‌سازی) و $w \in R^2$ بردار اغتشاش خارجی *هستند*. بعلاوه، بردارهای عیب محرک و عیب سنسور به‌ترتیب $f_a \in R^{n_a}$ و $f_s \in R^{n_s}$ می‌باشند. عیب سنسور $f_s$ یک تابع پیوسته متمایز است. می‌تواند در بسیاری از اشکال و فرم ها باشد: بردار ثابت، متغیر با زمان یا حتی بدون محدودیت (بی‌کران). ماتریس‌های A ، B، L، D، $F_a$ و $F_s$ معلوم و با ابعاد مناسب هستند.

در عمل اولاً در کنار اغتشاشات خارجی، انواع عیب محرک و سنسور در سیستم، مشابه با آنچه در معادله (۱۲) مدل شد وجود دارند. دوماً، در بسیاری از موارد اطلاع از باند بالای این خطا و عیب ها در عمل امکان پذیر نیست. این امر باعث می‌شود که بدلیل اطمینان از بالاتر بودن پارامتر کنترل کننده از باند بالای اختلالات، از یک گین بزرگ در قانون کنترل تحمل پذیر خطا استفاده شود؛ که این گین بزرگ باعث افزایش دامنه نیروی دمپر ورودی و آسیب به سیستم می‌شود. لذا، طراحی قانون کنترل تحمل پذیر خطا که بدون اطلاع از این باند بالا، سیستم را پایدار کند، دستاورد بزرگی در این زمینه است. در این حالت، باند بالای مجموع اغتشاشات و خطا و عیب ها، با استفاده از یک قانون تطبیقی تخمین زده می‌شود.

## طراحی قانون کنترل تحمل پذیری خطای مد لغزشی مقاوم-تطبیقی

روش‌های طراحی سیستم‌های کنترل کلاسیک بر پایه اطلاعات کاملی از پلنت و محیط عمل می‌کنند. در حالی که در بعضی موارد پلنت مورد مطالعه بسیار پیچیده بوده و کلیه فرآیندهای فیزیکی تشکیل دهنده‌ی آن شناخته شده نیست. همانطور که پیش تر گفته شد، وجود عدم قطعیت در مدل تعلیق، ما را به استفاده از کنترل کننده‌های مقاوم و یا تطبیقی ترغیب می‌کند.

کنترل مقاوم غیرخطی مد لغزشی (SMC) تکنیک موثری بوده و کاربردهای مورد استفاده آن در دهه‌های اخیر بسیار افزایش پیدا کرده است. مهمترین ویژگی کنترل مد لغزشی ، عدم حساسیت به تغییرات و اختلالات در پارامترهای سیستم و اغتشاشات خارجی است. علاوه بر آن، پاسخی با زمان گذرای سریع را فراهم می‌آورد. در روش کنترل مد لغزشی پیشنهاد شده در این پژوهش، یک صفحه سویچینگ معرفی شده و در ادامه، قانون کنترل مد لغزشی برای پایداری مجانبی سیستم حلقه بسته خطا طراحی می‌شود.

کنترل مد لغزشی، یکی از انواع کنترل کننده‌های غیر خطی مناسب برای کنترل سیستم‌های غیر خطی در حضور عدم قطعیت‌های مدل سازی و اغتشاشات است. بعلاوه، کنترل کننده‌های تطبیقی نیز با اضافه شدن به کنترل مقاوم، به‌دلیل ماهیت متغییر با زمان خود اگر چه معمولاً هزینه بالایی را به سیستم تحمیل می‌کنند، اما با این حال این امکان را فراهم می‌کنند که حتی بدون اطلاع دقیق از مدل سیستم، چه مدل دینامیکی و چه مدل سینماتیکی، بتوان سیستم تعلیق را به دنبال کردن یک مسیر مطلوب واداشت. کنترل کننده‌های تطبیقی نیز انواع مختلفی دارند نظیر کنترل کننده‌های تطبیقی مدل مرجع و یا کنترل کننده‌های تطبیقی بر پایه لیاپانف که در ترکیب کنترل کننده‌های تطبیقی با کنترل مد لغزشی، از روش لیاپانف برای اثبات پایداری استفاده می‌شود و بر همین اساس این نوع کنترل کننده‌های تطبیقی را مبتنی بر لیاپانف می‌نامند.

***طراحی قانون کنترل تحمل پذیر خطا با فرض باند بالای نامعلوم اختلالات.*** در این بخش به طراحی کنترل کننده تحمل پذیر خطای مد لغزشی مقاوم-تطبیقی برای سیستم تعلیق در معرض اغتشاشات خارجی و انواع عیب های محرک و عیب سنسور می‌پردازیم.

**تعریف صفحه لغزشی.** اولین گام در طراحی کنترل مد لغزشی، انتخاب صفحه لغزشی است. صفحه لغزشی می‌بایست به گونه ای باشد که با صفر شدن آن، خطا به سمت صفر میل کند.

$$e = y - y_d \qquad (۱۳)$$

حال صفحه لغزشی $s \in R^2$ را به‌صورت زیر تعریف می‌کنیم:

$$s = e + \lambda \int_0^t e \qquad (۱٤)$$

که در آن $\lambda \in R^+$ یک مقدار ثابت مثبت است.

در کنترل مد لغزشی صفحه سویچینگ و مشتق آن می‌بایست شروط زیر را برآورده سازند:

$$s = 0, \;\; \dot{s} = 0 \qquad (۱۵)$$

در واقع در روش کنترل تحمل پذیر خطای مد لغزشی، یک صفحه سویچینگ به گونه ای طراحی می‌شود که بعد از اعمال کنترل کننده، معادله زمانی این صفحه و مشتق آن صفر شود و با صفر شدن آنها حالت‌های سیستم نیز به سمت صفر بروند.

با صفر شدن صفحه لغزشی داریم:

$$\begin{aligned} &e + \lambda \int_0^t e = 0 \;\Rightarrow e = -\lambda \int_0^t e \\ &\Rightarrow \dot{e} = -\lambda e \Rightarrow e \to 0 \end{aligned} \qquad (۱٦)$$

***طراحی قانون کنترل.*** با مشتق گرفتن از صفحه لغزشی در (۱٤) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{e} + \lambda e = \dot{y} - \dot{y}_d + \lambda e \\ &= C\dot{x} + F_s\dot{f}_{s,} - \dot{y}_d + \lambda e \end{aligned} \qquad (۱۷)$$

حال با جایگذاری مقدار $\dot{x}$ از رابطه (۱۲) داریم:

$$\begin{aligned} \dot{s} &= C(Ax + Bu + Lw + F_a f_a + D\eta) + F_s\dot{f}_{s,} \\ &-\dot{y}_d + \lambda e = \; CAx(t) + CBu(t) + CLw \\ &+CF_a f_a + CD\eta + F_s\dot{f}_{s,} - \dot{y}_d + \lambda e \end{aligned} \qquad (۱۸)$$

می دانیم در رابطه (۱۸) مقدار بردار $CLw + CF_af_a +$ $CD\eta + F_s\dot{f}_{s,}$ نامعلوم است. ترم های شامل عیب عملگر عیب سنسور و اغتشاشات خارجی و مشتقات آنها در عمل همیشه محدود هستند. با تجمیع اغتشاشات و مقادیر عیب به‌صورت زیر:

$$E(t) = CLw + CF_af_a + CD\eta + F_s\dot{f}_{s,} \qquad (۱۹)$$

که در آن $E(t)$ نماینده مجموع عیب های عملگر (محرک) و سنسور (خروجی)، اغتشاشات خارجی و عدم قطعیت‌های مدل‌سازی است. با این تعریف، مشتق صفحه لغزشی در (۱۸) به‌صورت زیر در می‌آید:

$$\dot{s} = CAx(t) + CBu(t) + E(t) - \dot{y}_d + \lambda e \qquad (۲۰)$$

در این بخش فرض زیر را در نظر می‌گیریم:

**فرض ۱:** فرض می‌کنیم مقدار اغتشاشات خارجی و عیب های سیستم به‌صورت زیر محدود باشد:

$$\|E(t)\| \le \gamma \qquad (۲۱)$$

که در آن $\gamma \in R^+$، باند بالای ترم شامل عیب ها و اغتشاشات و نامعلوم است.

باید توجه کرد که هر چند مقدار عیوب سیستم و اغتشاشات همیشه محدود هستند، اما اطلاع از باند بالای آنها در عمل و شرایط واقعی همیشه مقدور نیست. لذا، اگر بتوان قانون کنترل تحمل پذیر خطا را بدون اطلاع از مقدار $\gamma$ در (۲۱) طراحی کرده و راهی یافت که مقدار باند بالای به‌صورت آنلاین محاسبه شود، دستاورد بزرگی در این زمینه به¬دست خواهد آمد. لذا، ما بدلیل واقعی تر کردن مساله، فرض کرده ایم که نه تنها اطلاعی از خود مقدار نمایش دهنده مجموع عیب های محرک، عیب سنسور و اغتشاشات نداریم، بلکه مقدار باند بالای آنها نیز نامعلوم است. لذا فرض ۱ را به عنوان یک فرض واقعی در نظر گرفته ایم.

هدف این بخش این است که قانون کنترل تحمل پذیر خطای مدلغزشی مقاوم-تطبیقی در سیستم تعلیق خودروی یک دوم، تحت خطا و عیب و اغتشاش در (۱۲) به گونه ای طراحی شود که با وجود فرض ۱، سیستم حلقه بسته پایدار گردد. در این شرایط باند بالای اختلالات در (۲۱) توسط یک قانون تطبیقی تخمین زده می‌شود.

در ادامه برای برقراری شرط مد لغزشی، قانون دسترسی (Reaching Law) را به‌صورت زیر انتخاب می‌کنیم:

$$\dot{s} = -\mu s - \rho sgn(s) \qquad (۲۲)$$

که در این رابطه ضرایب $\mu$ و $\rho$ ثابت‌های نا منفی بوده و $sgn(.)$ ، تابع علامت است و به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$sgn(s) = \begin{cases} +1, & s > 0, \\ 0, & s = 0 \\ -1, & s < 0 \end{cases} \qquad (۲۳)$$

در ادامه قانون کنترل تحمل پذیر خطا را به‌صورت زیر انتخاب کرده و در قالب قضیه با استفاده از روش لیاپانف اثبات پایداری می‌شود:

$$u(t) = (CB)^{-1}\{-CAx(t) + \dot{y}_d - \lambda e - \mu s - \rho\hat{\gamma}sgn(s)\} \qquad (۲٤)$$

که در این رابطه $\hat{\gamma}$ تخمین باند بالای مجموع عیب‌ها و اغتشاشات و خطاها، یعنی تخمین $\gamma$ در رابطه $\|E\| \le \gamma$ در (۲۱) بوده و از رابطه تطبیقی زیر به‌دست می‌آید:

$$\dot{\hat{\gamma}} = k\rho ssgn(s) \qquad (۲۵)$$

**قضیه ۱**. سیستم تعلیق خودرو در (۱۲) را با فرض ۱ در نظر بگیرید. با اعمال ورودی کنترل تحمل پذیر خطای (24) در کنار قانون تطبیقی (۲۵)، اگر ثابت‌های $\rho,\mu$ و $k$ بگونه ای انتخاب شوند که $\mu > 0, \rho > 1$ و $k > 0$، آنگاه مقدار خطای $e$ در (۱۳) به صفر میل کرده و $y$ به مقدار مطلوب $y_d$ میل خواهد کرد.

**اثبات**: تابع لیاپانوف را به‌صورت زیر انتخاب می‌کنیم:

$$V = \frac{1}{2}s^T s + \frac{1}{2k}\tilde{\gamma}^2 \qquad (۲٦)$$

که در آن داریم $\tilde{\gamma} = \hat{\gamma} - \gamma$. یعنی $\tilde{\gamma}$ خطای تخمین باند بالای مجموع عیب ها و اغتشاشات و خطاها، $\hat{\gamma}$ مقدار تخمین و $\gamma$ مقدار واقعی این باند بالا است که نامعلوم است.

حال با مشتق گرفتن از $V$ داریم:

$$\dot{V} = s^T\dot{s} + \frac{1}{k}\tilde{\gamma}\dot{\hat{\gamma}} \quad (۲۷)$$

با جایگذاری $\dot{s}$ از رابطه (۲۰) در رابطه (۲۷) داریم:

$$\dot{V} = s^T(CAx(t) + CBu(t) + E(t) - \dot{y}_d + \lambda e) + \frac{1}{k}\tilde{\gamma}\dot{\hat{\gamma}} \quad (۲۸)$$

با اعمال قانون کنترل (۲٤) در (۲۸)، مشتق تابع لیاپانف به‌صورت زیر در می‌آید:

$$\dot{V} = s^T(-\mu s - \rho\hat{\gamma} sgn(s) + E) + \frac{1}{k}(\hat{\gamma} - \gamma)\dot{\hat{\gamma}} \quad (۲۹)$$

با توجه به اینکه $\dot{\hat{\gamma}} = \dot{\tilde{\gamma}}$ است، رابطه (۲۹) را با جایگذاری قانون تطبیق در (۲۵) و نیز ساده سازی، به‌صورت زیر می‌نویسیم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -\mu\|s\|^2 - \rho\hat{\gamma}\|s\| + s^T E + (\hat{\gamma} - \gamma)\rho s sgn(s) \\ &= -\mu\|s\|^2 - \rho\hat{\gamma}\|s\| + s^T E + \rho\hat{\gamma}\|s\| - \gamma\rho\|s\| \\ &= -\mu\|s\|^2 + E - \gamma\rho\|s\| \\ &\le -\mu\|s\|^2 + \|S\|\|E\| - \gamma\rho\|s\| \end{aligned} \quad (۳۰)$$

حال با توجه به فرض ۱ و اینکه $\|E\| \le \gamma$ است داریم:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\le -\mu\|s\|^2 + \|S\|\gamma - \gamma\rho\|s\| \\ &= -\mu\|s\|^2 + \gamma\|s\|(1-\rho) \end{aligned} \quad (۳۱)$$

و در نتیجه با شرط $\rho > 1$ و $\mu > 0$ چون تابع لیاپانف مثبت معین بوده و مشتق زمانی آن منفی شده‌است، می‌توان نتیجه گرفت که به توجه به قضیه پایداری لیاپانف صفحه لغزشی $s$ و در نتیجه مقادیر خطا مطابق رابطه (١٦) به صفر همگرا می‌شود.

**توجه:** توجه کنید که ماتریس $C$ به گونه ای است که $CB$ معکوس پذیر است لذا مشکلی در تحقق قانون کنترل تحمل پذیر خطای ورودی در (۲٤) وجود ندارد.

***طراحی با فرض باند بالای تابعی خطا ها و اغتشاشات.*** در قضیه ۱ و فرض ۱، ما فرض کردیم که مقدار $E(t) = CLw + CF_a f_a + CD\eta + F_s\dot{f}_s,$ محدود است. اما در بسیاری از مواقع، ترم شامل خطا و عیب در سیستم وابسته به حالت های سیستم تعلیق اند. مثلاً، تاثیر دست اندازهای جاده به عنوان اغتشاش، بسته به ارتفاع سرنشی ها متفاوت است. بعلاوه، اگر در کنار اغتشاشات و خطاها، عدم قطعیت های مدل‌سازی جمعی را نیز به‌صورت زیر به سیستم اضافه کنیم (یعنی فرض وجود عدم قطعیت در درایه های ماتریس های $A$ و $B$ شامل عدم قطعیت در جرم ها و ضرایب سختی و غیره که در عمل این عدم قطعیت اجتناب ناپذیر است)

$$\dot{x} = (A + \Delta A)x + (B + \Delta B)u + Lw + F_a f_a + D\eta \quad (۳۲)$$

در این حالت، ترم شامل عدم قطعیت های مدل‌سازی، عیب های محرک و خروجی و نیز اغتشاشات عبارت خواهد بود با:

$$E(x,t) = CLw + CF_a f_a + CD\eta + F_s\dot{f}_s + C\Delta Ax(t) + C\Delta Bu \quad (۳۳)$$

لذا، با این فرض عملی تر، به دلیل وجود ترم های شامل $x(t)$ در ترم شامل اختلالات سیستم، ممکن است فرض ۱، یعنی تنها باند بالا را به‌صورت یک عدد اسکالر در نظر گرفتن، در عمل چندان واقعی نباشد. در این بخش ما اولا عدم قطعیت های جمعی مدل سازی را مطابق (۳۲ و ۳۳) در نظر می‌گیریم و دوماً فرض می‌کنیم که باند بالای عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات و خطاهای سیستم نه یک عدد ثابت بلکه به‌صورت تابعی خطی از حالت سیستم باشد؛ در این حالت داریم:

$$\begin{aligned} \|E(x,t)\| &= \|CLw + CF_a f_a + CD\eta + F_s\dot{f}_s + C\Delta Ax(t) + C\Delta Bu\| \le \Delta A\|x(t)\| + \\ &\|CLw + CF_a f_a + CD\eta + F_s\dot{f}_s + C\Delta Bu\| \le \alpha\|x\| + \beta \end{aligned} \quad (۳٤)$$

یعنی فرض ۱ را به‌صورت واقعی تر و عملی تر زیر در نظر می‌گیریم:

***فرض ۲:*** فرض کنید در مدل (۳۲)؛ مقدار عدم قطعیت ها و اغتشاشات و عیب‌های سیستم به‌صورت زیر محدود باشند:

$$\|E(x,t)\| \le \alpha\|x\| + \beta \quad (۳۵)$$

که در آن مقدار $\alpha$ و $\beta$ نامعلوم هستند.

این فرض، فرضی واقعی‌تر است و ما می‌خواهیم این فرض را در حالتی در نظر گرفته و مساله را حل کنیم که اطلاعی از ضرایب باند بالا یعنی $\alpha$ و $\beta$ نداریم و می‌بایست این ضرایب را با طراحی قوانین تطبیقی تخمین بزنیم.

فرض کنید $\hat{\alpha}$ تخمین مقدار $\alpha$ و $\hat{\beta}$ تخمین مقدار $\beta$ باشد. در این حالت قانون کنترل تحمل پذیر خطای مد لغزشی تطبیقی را این بار به‌صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$u(t) = (CB)^{-1}\{-CAx(t) + \dot{y}_d - \lambda e - \mu s - (\rho + \hat{\beta} + \hat{\alpha}\|x\|)sgn(s)\} \quad (۳۶)$$

که در آن قانون بروز کردن تطبیقی پارامترها را به‌صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$\dot{\hat{\alpha}}(t) = k_1\|x\|s^T\, sgn(s) \quad (۳۷)$$

$$\dot{\hat{\beta}}(t) = k_2 s^T\, sgn(s) \quad (۳۸)$$

که در این رابطه $k_1, k_2 > 0$ گین‌های مثبت در ترم‌های تطبیقی هستند.

***قضیه ۲.*** سیستم (٦) را با فرض ۲ در نظر بگیرید. با اعمال ورودی کنترل (٣٦) در کنار قوانین تطبیقی (٣٧ و ٣٨)، اگر ثابت‌های $\rho, \mu$ و $k_1, k_2$ بگونه ای انتخاب شوند که $\mu > 0, \rho > 0$ و $k_1, k_2 > 0$، آنگاه مقدار خطای $e$ در (٧) به صفر میل کرده و $y$ به مقدار مطلوب $y_d$ میل خواهد کرد.

***اثبات:*** تابع لیاپانوف را به‌صورت زیر انتخاب می‌کنیم:

$$V = \frac{1}{2}s^T s + \frac{1}{2k_1}\tilde{\alpha}(t)^2 + \frac{1}{2k_2}\tilde{\beta}(t)^2 \quad (۳۹)$$

که در آن داریم$\tilde{\alpha}(t) = \hat{\alpha} - \alpha$ و $\tilde{\beta}(t) = \hat{\beta} - \beta$ هستند. آنگاه با مشتق گرفتن از $V$ و جایگذاری از (٢٧) داریم:

$$+\frac{1}{k_1}\tilde{\alpha}\dot{\hat{\alpha}} + \frac{1}{k_2}\tilde{\beta}\dot{\hat{\beta}} \quad (۴۰)$$

با جایگذاری قانون کنترل از (٣٦)، رابطه (٤٠) به‌صورت زیر در خواهد آمد:

$$\dot{V} = s^T\left(-\mu s - (\rho + \hat{\beta} + \hat{\alpha}\|x\|)sgn(s) + E\right) + \frac{1}{k_1}\tilde{\alpha}\dot{\hat{\alpha}} + \frac{1}{k_2}\tilde{\beta}\dot{\hat{\beta}} \quad (۴۱)$$

در ادامه با جایگذاری قوانین تطبیقی از(۳۷ و ۳۸) داریم:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= s^T\left(-\mu s - \left(\rho + \hat{\beta} + \hat{\alpha}\|x\|\right)sgn(s) + E\right) + \frac{1}{k_1}(\hat{\alpha} - \alpha)\dot{\hat{\alpha}} + \frac{1}{k_2}(\hat{\beta} - \beta)\dot{\hat{\beta}} \\ &= s^T\left(-\mu s - (\rho + \hat{\beta} + \hat{\alpha}\|x\|)sgn(s) + E\right) + (\hat{\alpha} - \alpha)\|x\|s^T\, sgn(s) + \left(\hat{\beta} - \beta\right)s^T\, sgn(s)\end{aligned} \quad (۴۲)$$

با ساده سازی داریم:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= -\mu\|s\|^2 - \rho\|s\| - \hat{\beta}\|s\| - \hat{\alpha}\|x\|\|s\| + s^T E + \hat{\alpha}\|x\|\|s\| - \alpha\|x\|\|s\| + \hat{\beta}\|s\| - \beta\|s\| \\ &= -\mu\|s\|^2 - \rho\|s\| + s^T E - \alpha\|x\|\|s\| - \beta\|s\| \\ &\le -\mu\|s\|^2 - \rho\|s\| + \|s\|\|E\| - \alpha\|x\|\|s\| - \beta\|s\|\end{aligned} \quad (۴۳)$$

با توجه به فرض ۲ داریم:

$$\dot{V} \le -\mu\|s\|^2 - \rho\|s\| + \|s\|(\alpha\|x\| + \beta) - \alpha\|x\|\|s\| - \beta\|s\| \quad (۴۴)$$

که با حذف مقادیر مشابه، رابطه زیر به¬دست می‌آید:

$$\dot{V} \le -\mu\|s\|^2 - \rho\|s\| \quad (۴۵)$$

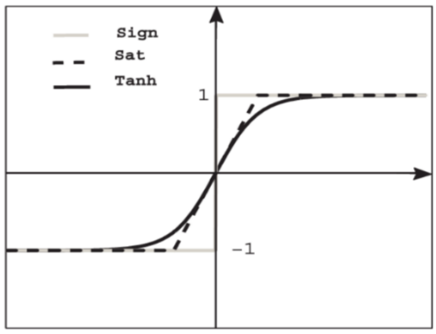
در نتیجه با شرط $\rho > 0$ و $\mu > 0$ چون تابع لیاپانف مثبت معین بوده و مشتق زمانی آن منفی شده‌است، می‌توان نتیجه گرفت که به توجه به قضیه پایداری لیاپانف صفحه لغزشی $s$ و در ادامه مقادیر خطا به صفر همگرا می‌شوند.

## بهبود ناپیوستگی در کنترل‌کننده

در کنترل‌کننده‌ها و نیز قوانین تطبیقی به‌دست آمده، از تابع علامت استفاده شده است. تابع علامت به‌صورت $u = sign(s)$ که به‌صورت $u = \frac{s}{\|s\|}$ هم قابل بیان است، یک تابع ناپیوسته حول $s = 0$ است.

این ناپیوستگی در قانون کنترل، خود را نشان خواهد داد و باعث بروز پدیده‌ای به نام چترینگ (chattering) می‌شود. این پدیده باعث بروز نوسانات در مقدار ورودی سیستم می‌شود، مخصوصاً وقتی سیستم در معرض نویز باشد. برای مقابله با پدیده چترینگ، می‌باست مقدار دارای تابع علامت در $u$ را در قانون کنترل به گونه‌ای تغییر داد که ناپیوسته نباشد.

در مقابله با این مشکل، پیشنهاداتی نظیر اینکه به جای $\frac{s}{\|s\|}$ از $tanh(s)$ و یا تابع اشباع یعنی $sat(s)$ استفاده شود شده است. شکل (۲) مقایسه توابع علامت، تابع اشباع و تابع تانژانت هایپربولیک را نشان می‌دهد.



شکل ۲ مقایسه توابع علامت، اشباع و تانژانت هایپربولیک از نظر پیوستگی حول صفر

با این حال، در این بخش ایده دیگری استفاده خواهد شد. با توجه به اینکه این ناپیوستگی در زمان همگرایی $s$ به صفر و در نزدیک صفر رخ می‌دهد، بهترین انتخاب برای جلوگیری از ناپیوستگی و نا همواری در $u$، اضافه کردن یک ترم به آن و در نظر گرفتن آن به‌صورت زیر است:

$$u = \frac{\rho^2 s}{\rho\|s\| + \sigma(t)} \tag{٤٦}$$

در این رابطه $\sigma(t)$ یک تابع مثبت است بطوری که $\int_0^\infty \sigma(t)dt < \infty$ باشد.(یعنی با گذشت زمان به صفر میل کند) با انتخاب تابع علامت در قانون کنترل به‌صورت (٤٦)، مشکل ناپیوستگی در قانون کنترل حل خواهدشد. انتخاب این تابع دلخواه است و مثلا یکی از گزینه‌ها می‌تواند به‌صورت زیر باشد:

$$\sigma(t) = \frac{1}{1+t^n} \quad n \geq 2 \tag{٤٧}$$

دقت شود که با صفر شدن $\sigma(t)$، مقدار $u$ در (٤٦)، مشابه حالت قبل $\gamma\frac{s}{\|s\|}$ خواهد شد.

## روشی برای تخمین حالت و تخمین خطا

در بسیاری از موارد، متغیرهای حالت سیستم تعلیق خودرو، برای استفاده از قانون کنترل تحمل پذیر خطا در دسترس نیستند. بعلاوه، در مواردی لازم است برای مقابله و شناسایی عیب بتوان ترم های شامل آن را به طور دقیق تخمین زد. در این بخش، روشی برای تخمین حالت سیستم و نیز تخمین خطا ارائه می‌شود.

مجددا سیستم را در (۱۲) به‌صورت زیر در نظر بگیرید:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Lw + F_a f_a + D\eta$$

ابتدا قضیه زیر را در نظر بگیرید:

**قضیه** [24,25] در سیستم زیر:

$$\begin{aligned}\dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= F(z_1, z_2)\end{aligned} \tag{٤٨}$$

اگر پاسخ سیستم شرط $z_1(t) \to 0$ و $z_2(t) \to 0$ را به ازای $t \to \infty$ برآورده کند، آنگاه برای هر تابع ورودی دلخواه $v(t)$ محدود و انتگرال‌پذیر، $T > 0$ و $R > 0$، پاسخ سیستم زیر:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= R^2 F\left(x_1 - v(t), \frac{x_2}{R}\right)\end{aligned} \tag{٤٩}$$

رابطه زیر را برآورده می‌کند:

$$\lim_{R\to\infty} \int_0^T |x_1 - v(t)| dt = 0 \tag{٥٠}$$

که به معنی همگرایی $x_1$ به $v(t)$ است.

در ادامه سیستم زیر را در نظر بگیرید که پایداری و همگرایی آن در [26] اثبات شده است:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= R^2\left(v - x_1 - \frac{x_2}{R}\right)\end{aligned} \tag{٥١}$$

با در نظر گرفتن $d = Lw + F_a f_a + D\eta$ در سیستم (٤٨)، فرم کلی رویتگر را به‌صورت زیر برای سیستم (٤٨) در نظر می‌گیریم:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= Ax(t) + Bu(t) + \hat{d} \\ \dot{\hat{d}} &= R^2 F\left(\hat{x} - x, \frac{\hat{d}}{R}\right)\end{aligned} \tag{٥٢}$$

که در آن $\hat{x}$ تخمین $x$ و $\hat{d}$ تخمین $d$ است که اگر $R,T > 0$ باشند داریم:

$$\lim_{R\to\infty} \int_0^T |\hat{x} - x| dt = 0 \tag{٥٣}$$

و در نتیجه طبق رابطه اول در (٥٣) و رابطه (٥٢) داریم: $\hat{d} \to d$.

**اثبات:** وقتی $R \to \infty$، مقدار $\left|\dot{\hat{d}}\right| = \left|R^2 F(\hat{x} - x, \frac{\hat{d}}{R})\right|$ به بینهایت میل کرده و این یعنی تغییر $\hat{d}$ خیلی سریع‌تر از تغییر $Ax(t) + Bu(t)$ است. بعلاوه، داریم:

$$\lim_{R\to\infty} \frac{d\big(Ax(t) + Bu(t) + E\phi(x,t) + \hat{d}\big)}{dt} = \dot{\hat{d}} \qquad \lim_{R\to\infty} \frac{Ax(t) + Bu(t) + E\phi(x,t) + \hat{d}}{R} = \frac{\hat{d}}{R} \tag{٥٤}$$

در نتیجه معادلات (٥٣ و ٥٤) با قراردادن $Ax(t) + Bu(t) + \hat{d}$ به جای $x_2$ بر قرار خواهد بود و این اثبات را کامل می‌کند. با در نظر گرفتن (٥٢ و ٥٣)، در نهایت تخمین گر زیر را برای سیستم در نظر می‌گیریم [16]:

$$\dot{\hat{x}} = Ax(t) + Bu(t) + \hat{d} \tag{٥٥}$$

$$\dot{\hat{d}} = R^2 \left(x - \hat{x} - \frac{\hat{d}}{R}\right) \;;\; R > 0 \tag{٥٦}$$

## نتایج شبیه‌سازی

پارامترهای دینامیکی سیستم در جدول (١) مشخص شده است.

جدول ١ پارامترهای دینامیکی مدل سیستم تعلیق خودرو [19-21]

| parameter | value | parameter | value |
|---|---|---|---|
| M | ٥٠٠kg | I | ٩١٠$kgm^2$ |
| $m_1$ | ٣٠kg | $m_2$ | 40kg |
| a | ١,٢٥m | b | ١,٤٥m |
| $k_{f1}$ | ١٠٠٠٠N/m | $k_{r1}$ | ١٠٠٠٠N/m |
| $k_{f2}$ | ١٠٠٠٠٠N/m | $k_{r2}$ | ١٠٠٠٠٠N/m |
| $b_f$ | ١٠٠٠Ns/m | $b_r$ | ١٠٠٠Ns/m |

- خطای عملگر:

$$F_a = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, f_a = \begin{bmatrix} f_{a1} \\ f_{a2} \end{bmatrix};$$

$$f_{a1} = \begin{cases} 3, & 9 \le t \le 14 \\ 0, & \text{other}, \end{cases} \qquad f_{a2} = \begin{cases} 5, & 12 \le t \le 18 \\ 0, & \text{other}. \end{cases}$$

- خطای سنسور:

$$F_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, f_s = \begin{bmatrix} 1.5\cos(3.6t) + 4.8 \\ \sin(0.5t) + 3 \end{bmatrix};$$

- ورودی نامعلوم:

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix}; \eta = 2.5\sin(2.5t);$$

- اغتشاش خارجی:

$$L = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, w = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_1 \end{bmatrix}$$

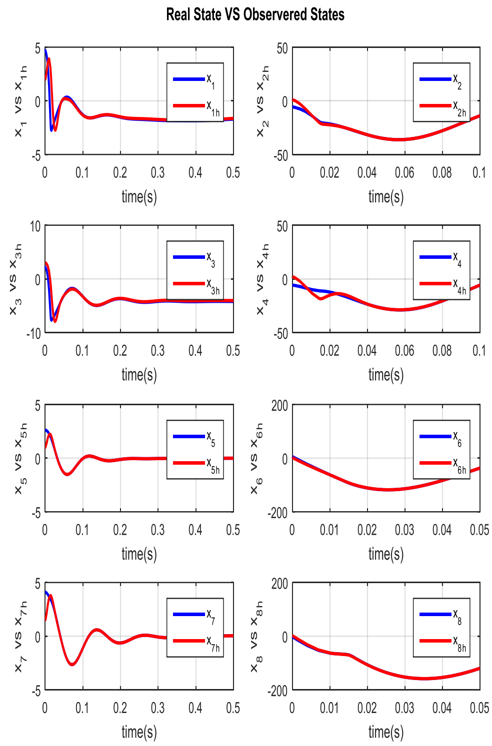
$$w_1 = \begin{cases} \sin\left(t - \frac{\pi}{2}\right), & \frac{\pi}{2} < t < \pi \\ 0, & others \end{cases}$$

$$w_2 = w_1(t - 0.2)$$

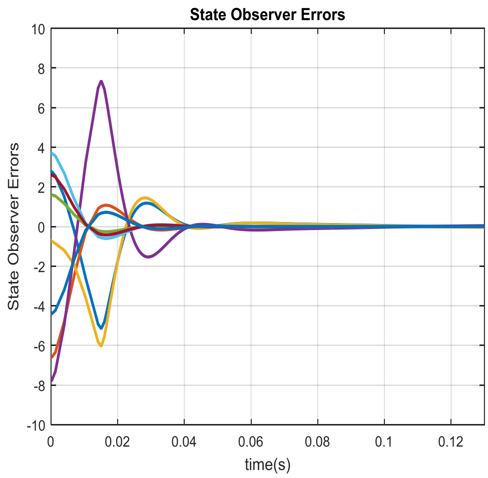
جدول٢ پارامترهای کنترل کننده و رویتگر [22]

| $R$ | $k_2$ | $k_1$ | $\sigma(t)$ | $\rho$ | $\mu$ | $\lambda$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ٢٢٠ | ٣ | ٢ | $\frac{1}{1+t^{0.05}}$ | ٣ | ١٠ | ٠,٧ |

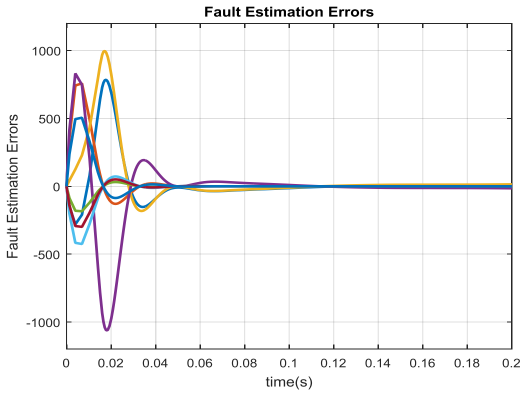
شکل (۳) نتایج همگرایی حالت های سیستم به مقادیر تخمین زده شده توسط رویتگر رسم شده است. بعلاوه، شکل (٤) خطاهای رویتگر برای تمام متغیرهای حالت سیستم را نشان می-دهد. از این دو شکل به روشنی بر می‌آید که رویتگر در تخمین تمامی حالت‌های سیستم به خوبی عمل کرده است.




شکل ۳ حالت های سیستم و حالت های تخمین زده شده توسط رویتگر

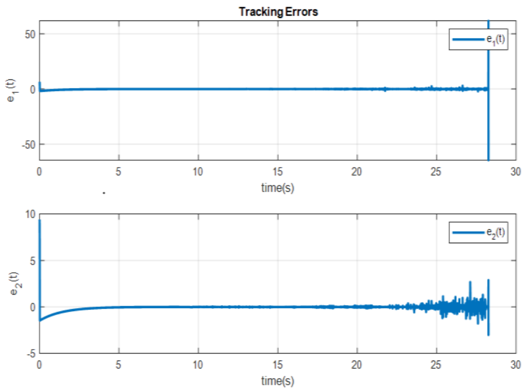



شکل ٤ خطاهای رویتگر برای تمام متغیرهای حالت سیستم

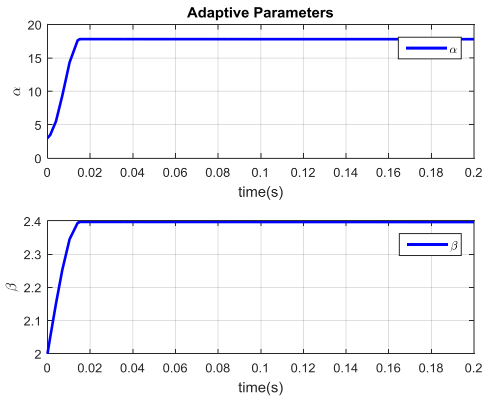



شکل ۵ خطاهای تخمین عیب توسط رویتگر

شکل (۵) خطای تخمین عیب را توسط رویتگر عیب نشان می‌دهد. در این شکل نیز به روشنی می‌توان نتیجه گرفت که قانون تخمین خطا، به خوبی مجموعه خطا، ورودی نامعلوم و اغتشاش را تخمین زده و خطای تخمین در زمانی کمتر از ۰٫۱ ثانیه صفر می‌گردد.

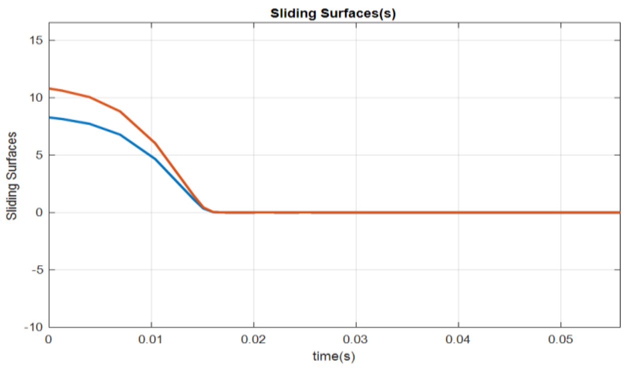



شکل ٦ خطاهای دنباله روی متغیرهای حالت به مسیر مطلوب

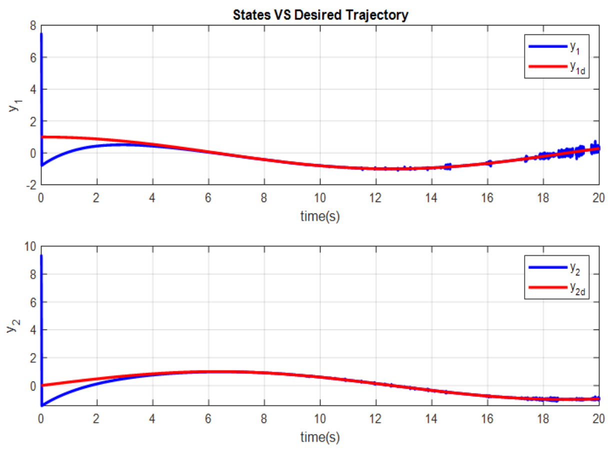



شکل ۷ پارامترهای تطبیقی

در شکل (٦) خطاهای دنباله روی متغیرهای حالت به مسیر مطلوب با اعمال قانون کنترل تحمل پذیر خطای مد لغزشی مقاوم–تطبیقی نشان داده شده است. در این شکل در کنار شکل (۸)، می‌توان صحت قانون کنترل مد لغزشی را در همگرایی سیستم به مقادیر مطلوب در حضور عیب عملگر و عیب خروجی، ورودی های نامعلوم و اغتشاش خارجی به روشنی مشاهده نمود. شکل (۷) پارامترهای تطبیقی α و β هستند که با توجه به رابطه (۳۷ و۳۸) به دست می‌آیند. که از این پارامترها برای به دست آوردن کنترل کننده مدلغزشی مقاوم–تطبیقی استفاده می‌شود.




شکل ۸ صفحات لغزشی




شکل ۹ دنباله روی حالت های سیستم به مقادیر مطلوب

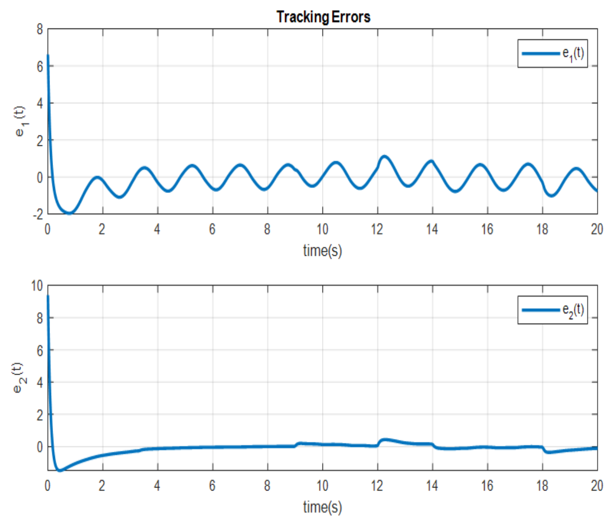
صفحات لغزشی در شکل(۸) رسم شده است. مطابق آنچه در گزارش قبل اثبات شد، صفحات لغزشی همانطور که از این شکل بر می‌آید در زمان محدود به صفر همگرا می‌شوند. همگرایی در زمان محدود خود را به‌صورت شکستگی سریع به صفر نشان می‌دهد که در شکل (۸)کاملا مشهود است. در واقع با صفر شدن صفحات لغزشی، در زمانی کم، خطاهای دنباله روی نیز صفر شده و متغیرهای حالت سیستم به مقادیر مطلوب از پیش تعیین شده همگرا می‌گردند. همگرایی متغیرهای حالت به مقادیر مطلوب نیز در شکل (۹) نشان داده شده است. در واقع با اعمال قانون کنترل تحمیل پذیر خطای مد لغزشی طراحی شده، هر دو خروجی سیستم، مسیر سینوسی مطلوب را به خوبی دنبال کرده اند.

## مقایسه کنترل کننده مدلغزشی مقاوم–تطبیقی با کنترل مدلغزشی معمولی

در این بخش مقایسه قانون کنترل مد لغزشی مقاوم–تطبیقی طراحی شده با قانون کنترل مد لغزشی معمولی ارائه خواهد شد. در قانون کنترل مد لغزشی معمولی، با حذف قوانین تطبیقی و پارامترهای تطبیقی یعنی $\hat{\alpha}$ و $\hat{\beta}$، قانون کنترل به‌صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$u(t) = (CB)^{-1}\{-CAx(t) + \dot{y}_d - \lambda ek - \mu s - \rho sgn(s)\} \quad (۵۷)$$

در مقالات مرتبط با کنترل مد لغزشی، عموما فرض می‌شود که از باند بالای اغتشاشات و عدم قطعیت ها اطلاع داریم و لذا کنترل کننده مقاوم مد لغزشی را برای پایدار سازی مساله طراحی می‌کنند. در این کنترل کننده، با فرض $\rho > \gamma$ که در آن مقدار $\gamma$ در رابطه (۲۱) باند بالای اختلالات است، از قانون کنترل رابطه (۵۰) برای پایدار سازی سیستم استفاده می‌شود. در واقع، در این حالت می‌بایست از مقدار باند بالا اطلاع داشته باشیم. اگر از باند بالا اطلاع نداشته باشیم، مجبور هستیم برای اطمینان از درست شدن رابطه $\rho > \gamma$، مقدار پارامتر مثبت $\rho$ در (۵۰) را بسیار بزرگ در نظر بگیریم؛ این خود باعث مشکل دیگری می‌گردد و باعث می‌شود که دامنه سیگنال ورودی $u(t)$ بسیار بزرگ باشد، تا حدی که حتی در عمل، امکان پیاده سازی آن وجود نداشته باشد. اما تمامی این مشکلات با استفاده از قوانین کنترل مد لغزشی مقاوم –تطبیقی که طراحی شد، از بین خواهند رفت.

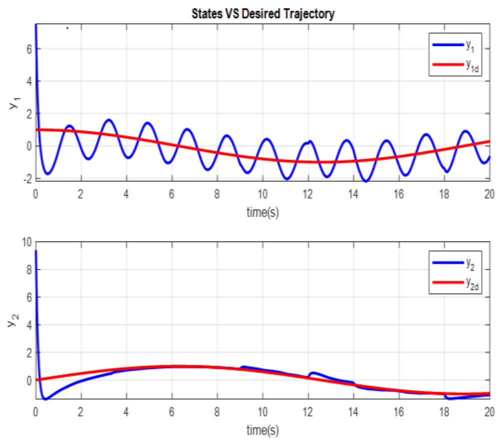



شکل ۱۰ خطاهای دنباله روی متغیرهای حالت به مسیر مطلوب در حضور عدم قطعیت و اغتشاش با استفاده از قانون کنترل مد لغزشی معمولی

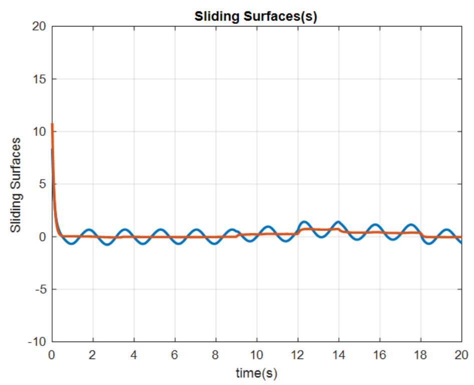
در شکل (۱۰) به روشنی معلوم است که قانون کنترل مد لغزشی معمولی، در شرایطی که عدم قطعیت ها و اغتشاشات وابسته به حالت های سیستم هستند، اگر چه همگرایی را کم و بیش بدلیل ماهیت مقاوم آن برآورده می‌کند، اما همگرایی مقادیر خطا نسبت به قانون کنترل طراحی شده در شکل(٦) ضعیف تر است و اثر اختلالات در همگرایی خطا کاملا مشهود است. این مهم در شکل(۱۱) واضح تر است.

در شکل (۱۱) اثر اغتشاشات و خطاهای اعمال شده به سیستم تعلیق که با ماهیت سینوسی تعریف شده اند روی خروجی سیستم، در شرایطی که از قانون کنترل مد لغزشی معمولی استفاده می‌کنیم مشهودتر است. مخصوصا مقدار خروجی $y_1$ در همگر ایی به مقدار مطلوب در استفاده از قانون کنترل مد لغزشی معمولی نسبت به مد لغزشی مقاوم–تطبیقی طراحی شده در شکل(۹) ضعیف عمل می‌کند و عملا در مقابله با اغتشاشات خارجی وابسته به حالت های سیستم ناتوان است. قانون کنترل مد لغزشی معمولی نتوانسته است در شرایط یکسان، با تمامی اغتشاشات اعمال شده بر سیستم مقابله کند.

در نهایت، در شکل(۱۲) مقادیر صفحات لغزشی برای مقایسه بهتر، رسم شده اند. مقادیر صفحات لغزشی در استفاده از قانون کنترل مد لغزشی مقاوم–تطبیقی در شکل (۸) در زمانی حدود ۰٫۰۲ ثانیه صفر شده اند؛ اما در اعمال قانون کنترل مد لغزشی معمولی، اولاً زمان نشست همگرایی به صفر بسیار بیشتر است و عملاً در حدود ۱٫۵ ثانیه این همگرایی صورت می‌گیرد. دوماً صفحات لغزشی به طور کامل در استفاده از مد لغزشی معمولی به صفر همگرا نمی شوند و حول صفر دارای نوسانات ناخواسته هستند.




شکل ۱۱ دنباله روی حالت های سیستم تعلیق به مقادیر مطلوب در حضور عدم قطعیت و اغتشاش با استفاده از قانون کنترل مد لغزشی معمولی




شکل ۱۲ صفحات لغزشی با اعمال قانون کنترل در حضور عدم قطعیت و اغتشاش با استفاده از قانون کنترل مد لغزشی معمولی

## نتیجه گیری

در این پژوهش سیستم تعلیق خودرو مدل یک دوم را برای بررسی راحتی سرنشینان خودرو در برابر هرگونه عیب‌های موجود از طرف جاده (اغتشاشات خارجی)، عیب محرک و عیب سنسور در نظر گرفته شده است. سپس برای سیستم مورد نظر با استفاده از یک قانون کنترل تحمل پذیرخطای مد لغزشی مقاوم–تطبیقی، کنترلر طراحی نموده‌ایم. علت انتخاب کنترل کننده مد لغزشی، مقاوم بودن در برابر اغتشاشات و نامعینی های مدل و همچنین کنترل کننده های تطبیقی قادرند در طول عمل کنترل، خود را با شرایط متغیر وفق دهند.

کنترل کننده را در دو مرحله اسکالر و تابعی با فرض نامعلوم بودن باند بالای خطا، طراحی کرده و در هر دو مورد باند بالای مجموع اغتشاشات و خطا و عیب ها را با استفاده از یک قانون تطبیقی تخمین زده ایم. در نتیجه با اعمال قانون کنترل تحمیل پذیر خطای مد لغزشی طراحی شده، هر دو خروجی سیستم، مسیر سینوسی مطلوب را به خوبی دنبال کرده اند. در پا یان کنترل مدلغزشی مقاوم-تطبیقی طراحی شده را با کنترل مدلغزشی معمولی مقایسه نموده که نشان از برتری کنترل کننده طراحی شده دارد.

## تقدیر و تشکر

## واژه نامه

| | |
|---|---|
| سیستم تعلیق | Suspension System |
| عدم قطعیت | Uncertainty |
| تطبیقی | Adaptive |
| مقاوم | Robust |
| عیب | Fault |
| اغتشاش | Disturbance |
| راحتی | Comfort |

## مراجع


1. Gillespie,TD., " Fundumental of Vehicle Dynamic", SAE International, (1992).
2. Rahi, A., Pataft, H. and Nazari, M.M., " Optimization of Car Suspension System Using Genetic Algorithm" , Proceeding of the *27th International conference of Mechanical Engineer ,Tehran, Iran, (2019), (In Persian).*
3. Pedro, J.O., Baloyi, N., "Design of Direct Adaptive Controller for a Half-Car Suspension System" , *IEEE Africon*, Pp. 467-472, (2017).
4. Shahab, M., Mavenian, M.," Fault Diagnosis based on Model and Dynamic Behavior of Vehicle Suspension System", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, No.1, Pp27-42, (2020), (In Persian).
5. Velagic, J., Hrusto, A., "Design of Coupled Disturbance Observers for Nonlinear Half-Car Active Suspension System", *IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*, Germany, Pp. 547-552, July 3-7, (2017).
6. Mrazgua, J., Tissir, E. and Ouahi, M., " Fault-Tolerant H∞ Control Approach, Application to Active Half-Vehicle Suspension Systems with Actuators Failure Accounts", *IEEE Proceedings of the 8th International Conference on Systems and Control*, Morocco, Marrakesh, Pp. 271-276, October 23-25, (2019).
7. Bagheri, A., Asghari Ganji, A.M.," Robust Control of Electro Rheological Suspension System Based on LMI Approach", *Journal of Modeling In Engineering,* Vol. 18, No. 62, Pp.153-163, Pp.1-9, (2020), (In Persian).
8. Shtessel,Y., Edward, C., Friedman, L. and Levang, A., "Sliding Mode Control and Observation" , Springe, New York, ( 2014).
9. Veici, M., Soltanpour, M. R.," Design and Simulation of the Fuzzy Sliding Mode Control of the Angular Position of the Warship Roll in the Presence of Structure Uncertainties and External Disturbances Caused by Sea Waves ", *Marine Science and Technology Sea*, Vol. 23, No. 93, (2019), (In Persian).
10. Hu, R., Deng, H. and Zhang, Y., "Novel dynamic-sliding-mode-manifold-based continuous fractional-order nonsingular terminal sliding mode control for a class of second-order nonlinear systems", *IEEE*, 22 January, (2020).
11. Nourisola, H., Ahmadi, B., Azizi., A. and Rikhtegare Giasi, A.," Robust Magnetic Levitation Using Feed Back Linearization Back-Stepping and Nonlinear Disturbance Observer", *Journal of Modeling In Engineering* , Vol.15, No. 49, Pp. 29-38, (2017), (In Persian).
12. Abbasi, A., Sadat aghaamo, S.," Designing L1 Adaptive Control for Stabilizing Chaotic Systems with Uncertainty in

the Model", *Journal of Modeling In Engineering*, Vol.16, No.52, Pp. 171-178, (2018), (In Persian).

13. Esmailzadeh, E., Batenj, H., "Optimal active vehicle suspensions with full state feedback control", *SAE Transactions Journal of Commercial Vehicles*, (1992).
14. Hac, A., Youn, I., " Optimal Design of Active and simi-Active Suspension Including Time Delay and Preview", *Asme Journal of Dynamic Systems m.& C*, Vol. 115, Pp. 498-508, (1993).
15. Li,W.Xie., Z. Xie. And Zhao, J.," Static-Output-Feedback Based Robust Fuzzy Wheelbase Preview Control for Uncertain Active Suspensions with Time Delay and Finite Frequency Constraint", *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, Vol. 8, NO. 3, Pp. 664 – 678, March, (2021).
16. Li, Y., Chen, H., " Adaptive Sliding Mode Control for Uncertain Active Suspension Systems with Prescribed Performance", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics Systems*, Vol. 51, Issue. 10, Pp. 6414 – 6422, October, (2021).
17. Abdolahifar, A., Foladivanda, M. and Saranjam, B., "Analysis and Simulation of the Dynamic Behavior of a Quarter and Half Model with Passive Suspension System ," *Proceeding of the 4th National Conference and 2th International Conference of the Applied in Engineering, Mechanics,* Mechatronics, Theran, Iran, (2016), (In Persian).
18. Walters, R.B., “Hydrraulicc and Elecctro- Hydrraulicc Control Systems”, Elsevier Science, New York, (1991).
19. Kurimoto, M., Yushimura, T, "Active Suspension of Passenger Cars Using Sliding mode Controllers Based on Reduced Models", *International Journal of Vehicle Design* , Vol. 19, No. 4, Pp. 402-414, (1998).
20. Choi, H., Ahn, C. and Lim, M. Lim. "Dynamic Output-Feedback H∞ Control for Active Half-vehicle Suspension Systems with Time-varying Input Delay”, *International Journal of Control, Automation and Systems*, Pp. 59-68, (2116).
21. Marzbarad, M., Ahmadi, G., Zohor, H. and Hojat, Y., "Stochastic optimal preview control of a vehicle suspension", *Journal of Sound and Vibration,* Vol. 275, No. 3-5, Pp. 973-990, (2004).
22. Yang, U., Fanglai, Z, Fanglai Zhu, Xin Wang, and Xuhui Bu, "Robust Sliding-mode Observer based Sensor Fault Estimation, Actuator Fault Detection and Isolation for Uncertain Nonlinear Systems", *International Journal of Control Automation and Systems,* Vol.13, No. 5, Pp.1-10, (2015).
23. Pang, H., Shan, Y, and Wang, P, " Design of a Sliding Mode Observer-Based Fault Tolerant Controller for Automobile Active Suspensions with Parameter Uncertainties and Sensor Faults", *IEEE Access*,Vol.8, Pp 186963 – 18697512, ( 2020).
24. Bu, X.W., Wu, X. Yan., Chen, Y. X. and Bai, R. Y., "Design of a Class of New Nonlinear Disturbance Observers based on Tracking Differentiators for Uncertain Dynamic Systems", *International Journal of Control Automation and Systems*, Vol. 13, No. 3, Pp.1-8, (2015).
25. Han, J. Q., Wang, W., " Nonlinear tracking differentiator", *Journal of Systems Science and Mathe-matical Sciences*, Vol. 14, No. 2, Pp. 177-183, April, (1994).
26. Qi, G. Y., Chen, Z. Q. and Yuan, Z. Z., " New tracking-differentiator design and analysis of its stability and convergence", *Journal of Systems Engineering and Electronics*, Vol. 15, No. 4, Pp. 780-787, August, (2004).